

自调谐全方向振动能量收集装置的设计及优化

张旭辉,吴中华,邓鹏飞,赖正鹏

(西安科技大学 机械工程学院,陕西 西安 710054)

摘要:为解决现有振动能量收集装置单方向收集及收集效率低等问题,该文设计了一种自调谐全方向振动能量收集装置,通过多场耦合方式改变装置的振动特性,提高能量转换效率。建立了装置横向和纵向振动模型,分析了横向和纵向振动的动力学特性。利用有限元分析对结构参数进行优化,得到结构参数与谐振频率的关系。最后,搭建实验平台。通过实验表明,能量收集装置的谐振频率随组合悬臂梁宽度和厚度的增大而增大,当选取组合悬臂梁宽 10 mm、厚 1 mm,外界激振力 1.5 N 时,谐振频率为 16.47 Hz,峰值电压为 9.67 V,且在各个方向均能产生有效输出电压。

关键词:全方向俘能器;振动能量收集;多场耦合;有限元分析;优化设计

中图分类号:TN384 **文献标识码:**A

Design and Optimization of Self-tuning Omnidirectional Vibration Energy Harvester

ZHANG Xuhui, WU Zhonghua, DENG Pengfei, LAI Zhengpeng

(School of Mechanical Engineering, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an 710054, China)

Abstract: Aiming at the problems of the single direction and low efficiency collection of the existing vibration energy collecting device, a kind of self-coordination omni-directional vibration energy collecting device is designed in this article. The vibration characteristics of the device are changed through the coupled multiple fields, so as to improve the energy conversion efficiency. The horizontal and vertical vibration model of device has been established, and the dynamic characteristics of all directions vibration have been analyzed. The structural parameters have been optimized by using the finite elements analysis. Then the relationship between the structure parameters and the resonant frequency has been obtained. Finally, the experimental platform for self-coordination omnidirectional vibration energy collecting device has been set up. The experiments show that the resonant frequency increases with the enlargement of width and thickness of composite cantilever beam in energy collecting device. The resonance frequency is 16.47 Hz, and the peak voltage is 9.67 V when the composite cantilever beam width of 10 mm, the thickness of 1 mm as well as the vibration force of 1.5 N are selected. And it can produce effective output voltage in all directions.

Key words: omni-directional energy harvesting device; vibration energy harvesting; multi-field coupling; finite element analysis; optimization design

0 引言

为满足日益普遍的微电子产品的供能需求,研制了以太阳能、风能和振动能为能量来源的供能器件。不同的供能方式需要特定的收集环境^[1],如微型太阳能电池必须考虑天气因素;微型锂电池需要经常更换,故限制了微电子产品的应用范围^[2]。在

工业环境中,有很多的振动源可作为能量收集的来源^[3]。由于振动能量具有较高的能量密度,目前已成为一种最具潜力的能量收集方式^[4]。

针对传统单方向振动能量收集装置存在性能不完善及效率低等问题^[5-6],本文设计了一种自调谐全方向振动能量收集装置,其可有效收集外界各方向的振动能量,实时调节系统收集装置的谐振频率,从

收稿日期:2016-06-16

基金项目:陕西省教育厅专项科研计划基金资助项目(14JK1473);陕西省博士后科研项目一等基金资助项目(陕人社函[2014]907号-201406);中国博士后科学基金面上基金资助项目(2015M582692)

作者简介:张旭辉(1972-),男,陕西宝鸡人,教授,博士,主要从事智能检测与控制,环境能量收集技术等研究。E-mail: xust_zxh@163.com。

而与外界随机振动频率接近,达到最大的能量收集效率。相比课题组前期设计的俘能器^[7],其存在俘获电能稳定及能量利用率高等优点。

1 全方向振动能量收集结构设计

1.1 模型建立

基于多场耦合技术设计了一种可调谐全方向能量收集装置,如图1所示。四周固定端均采用换向螺栓连接,组合悬臂梁(拱形梁和线形梁)能随着外界振动方向来调节自身偏角,将压电薄膜贴装于组合梁(拱形梁和线形梁)上以适应多方向振动能量搜集。上、下内壁安装电磁铁,通过调节电磁铁改变电磁力大小可改变结构的振动特性,实时调节装置的谐振频率以适应外界振动的变化,在提高能量收集效率的同时,降低了外界随机噪声对能量收集系统的影响。

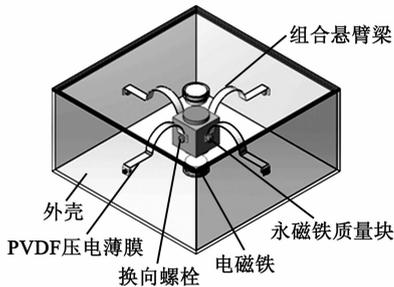


图1 能量收集结构图

1.2 动力学建模分析

本文设计的能量收集装置采用多悬臂梁-单质量块结构,研究其动力学特性时,将其简化为单自由度弹簧-质量块系统。其物理模型由弹性元件(质量为 m)、惯性元件(弹性系数为 k)、阻尼元件(阻尼系数为 c)和压电晶体组成。

1.2.1 纵向激励分析(y 向)

其纵向动力学模型如图2所示。设能量收集装置在外界振动作用下作简谐运动,振动输入为 $y_i(t) = y_0 \sin(\omega t)$,其中 y_0 为振动输入的振幅,惯性元件的绝对运动位移为 $y(t)$ 。

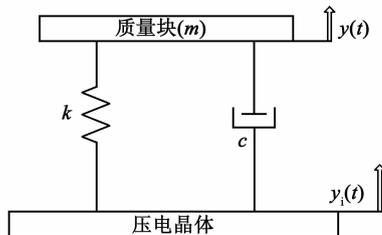


图2 纵向激励下的物理模型

此时,系统动力学方程为

$$m\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + ky(t) = -m\ddot{y}_i(t) \quad (1)$$

定义阻尼系数 ξ 为系统阻尼与临界阻尼的比值,有

$$\xi = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2\sqrt{mk}} \quad (2)$$

弹簧-质量块系统本征频率为

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3)$$

将式(2)、(3)代入式(1)可得时域响应为

$$y(t) = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\xi\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} y_0 \sin(\omega t - \varphi) \quad (4)$$

式中 $\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{c\omega}{k - \omega^2 m}\right)$ 。

故压电能量收集结构所输入的振动平均功率为外加输入作用力和弹性元件的振动速度的乘积,即

$$P(t) = \frac{m\xi y_0^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 \omega^3}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\xi\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (5)$$

若外界振动频率为本征频率时,则能量收集装置达到共振,产生最大的能量收集,故系统最大机械功率为

$$P_{\max} = \frac{m y_0^2 \omega_n^3}{4\xi} \quad (6)$$

1.2.2 横向激励分析(x 向)

其横向动力学模型如图3所示。设能量收集装置在外界振动作用下做简谐运动,振动输入为 $x_i(t) = x_0 \sin(\omega t)$,惯性元件的绝对运动位移为 $x(t)$ 。

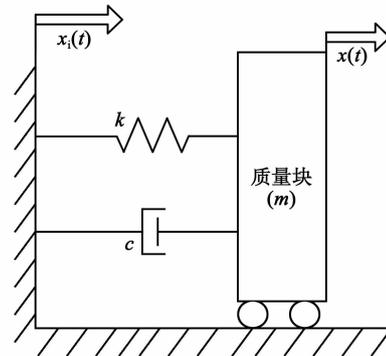


图3 横向激励下的物理模型

此时质量 m 相对很小,可省略其影响,则系统动力学方程为

$$c\dot{x}(t) + kx(t) = kx_i(t) \quad (7)$$

故时域响应为

$$y(t) = \frac{1}{T_j} e^{-\frac{t}{T_j}} x_0 \sin(\omega t) \quad (8)$$

式中 $T_j = \frac{c}{k}$ 为惯性环节时间常数。

故压电能量收集结构所收集的振动平均功率为外加输入作用力和弹性元件的振动速度的乘积,即

$$P(t) = \frac{T_j - 1}{\sqrt{2} T_j^2} x_0^2 e^{-\frac{t}{T_j}} \quad (9)$$

2 模型建立与有限元分析

2.1 结构模型建立

利用 ANSYS 软件对能量收集装置进行仿真分析,主要考虑优化能量收集装置组合悬臂梁宽度(W)、厚度(δ)、和质量块(M)等材料参数。模型通过在 SolidWorks 软件进行各部分(质量块、组合悬臂梁、磁铁和压电薄膜)建模、装配,模型如图 4 所示。

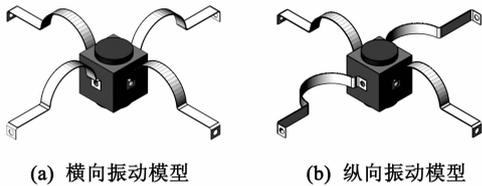


图 4 SolidWorks 振动模型

2.2 结构纵向振动静力学分析

导入 ANSYS 软件后,设置模型中质量块为铸铁材料,悬臂梁为不锈钢材料。对悬臂梁的 4 个固定面施加自由度约束(DOF),同时对装置整体施加 y 向加速度。对其进行静力学分析,如图 5 所示。

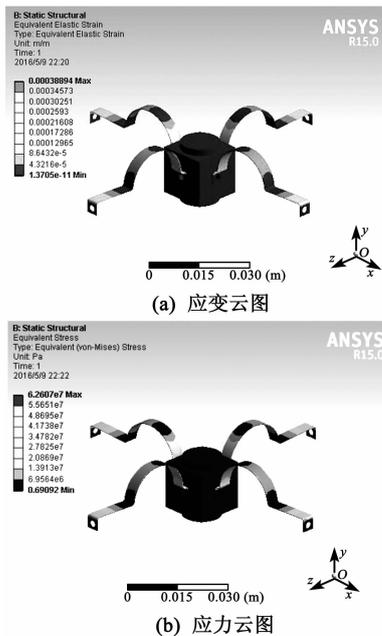


图 5 静力学分析结果

由图 5 可看出,悬臂梁最大应力产生在固定处,为 62.6 MPa,远小于不锈钢与压电薄膜的许用应力,故不会导致因疲劳损伤而出现机械故障,且压电薄膜最大形变为 0.389 mm。

2.3 结构横向振动静力学分析

对装置整体施加 x 向加速度,对其进行静力学分析,如图 6 所示。

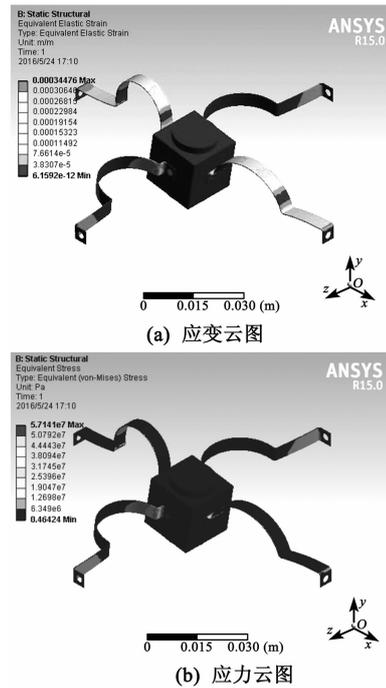


图 6 静力学分析结果

由图 6 可看出,悬臂梁最大应力为 57.1 MPa,远小于不锈钢与压电薄膜的许用应力,因此不会导致因疲劳损伤而出现机械故障,且压电薄膜最大形变为 0.345 mm。

2.4 结构参数优化

在全方向能量收集结构能满足外界振动的振动频率和压电材料产生足够电压的同时,将装置微型化,以便能在众多场合下有效使用。图 7 为组合悬

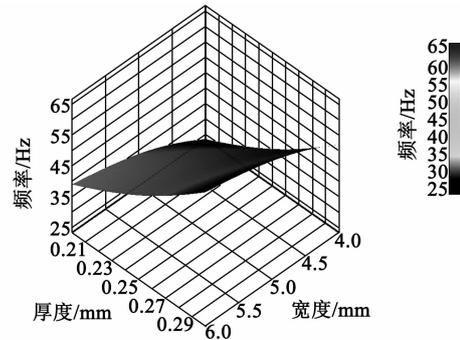
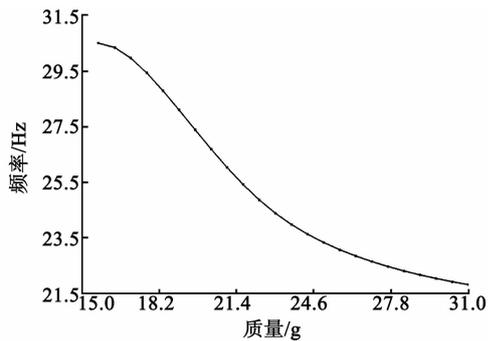


图 7 组合悬臂梁结构参数与谐振频率三维关系

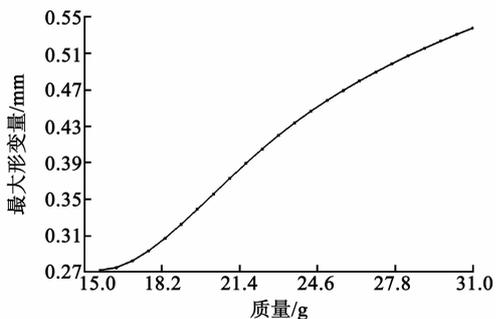
臂梁在不同宽度和厚度时,全方向能量收集装置整体的谐振频率三维关系变化图。

由图7可看出,随着组合悬臂梁的厚度和宽度的不断增加,其能量收集装置的谐振频率也在不断增加。当 $\delta=0.2\text{ mm}$ 、 $W=4\text{ mm}$ 时,系统装置的谐振频率为 23.76 Hz 。

改变装置中间质量块的质量,装置的谐振频率和形变也会随之改变,如图8所示。由图可见,随着质量块质量(M)的增大,系统悬臂梁形变增大,而谐振频率逐渐减小。当 $M=23.2\text{ g}$ 时,系统装置的谐振频率为 23.76 Hz 。



(a) 质量块纵向尺寸与系统整体谐振频率的变化关系



(b) 质量块纵向尺寸与组合悬臂梁最大形变量的变化关系

图8 质量块与谐振频率、最大形变量的关系

3 实验与分析

3.1 实验平台

如图9所示,在已有实验平台的条件下,将所设计的全方向能量收集系统的组合悬臂梁模块使用

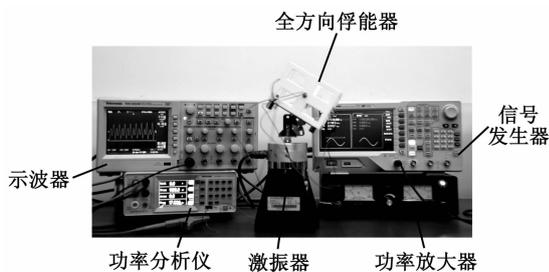


图9 实验平台搭建

PLA材料进行3D打印制作。此次实验结果均为装置功能性实验,探究装置能量转化性能参数与组合悬臂梁的结构参数的影响。

3.2 分析与结果

压电振子作为能量收集装置的核心元件,其尺寸对器件输出电量有重要影响。本文针对不同尺寸的悬臂梁进行研究,通过实验结果选择最优化结构。

图10为 $W=10\text{ mm}$ 、 $\delta=1\text{ mm}$ 时,外界振动频率和激振力对输出电压的影响。图11为不同宽度悬臂梁对装置谐振频率的影响。

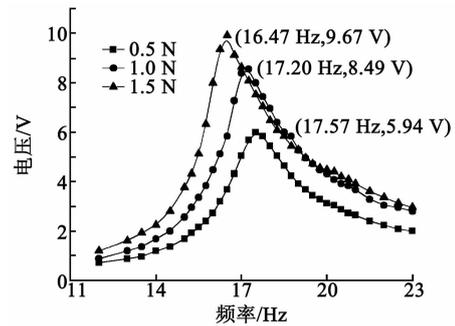


图10 外界振动频率与输出电压的关系

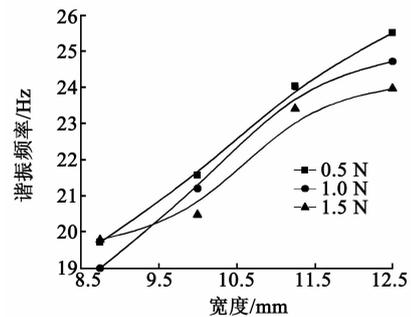


图11 不同宽度悬臂梁和谐振频率关系

通过实验可看出,随着组合悬臂梁的宽度不断增加,其谐振频率也在不断增大(见图10),压电薄膜材料的输出电压也随着激振力的增大而增大(见图11)。当 $W=10\text{ mm}$ 、 $\delta=1\text{ mm}$,外界激振力为 1.5 N 时,谐振频率为 16.47 Hz ,最大峰值电压为 9.67 V 。

图12为组合悬臂梁尺寸为 $W=10\text{ mm}$ 、 $\delta=0.875\text{ mm}$ 时,外界振动频率和激振力对输出电压的影响。图13为不同宽度悬臂梁对装置谐振频率的影响。通过实验可看出,随着组合悬臂梁的厚度不断增加(见图12),其谐振频率也在不断增大(见图13)。当 $W=10\text{ mm}$ 、 $\delta=0.875\text{ mm}$,外界激振力为 1.5 N 时,谐振频率为 14.86 Hz ,最大峰值电压为 13.95 V 。

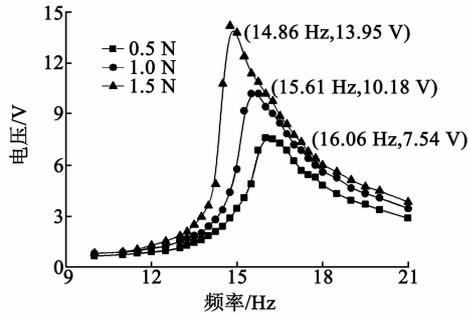


图12 外界振动频率与输出电压的关系

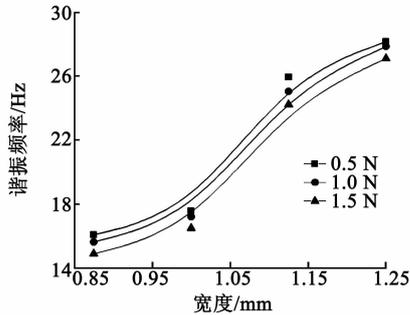


图13 不同厚度悬臂梁和谐振频率关系

4 结束语

本文设计了自调谐全方向振动能量收集装置,并建立了横向和纵向振动模型,进行了理论原理分析和各方向动力学分析。利用 ANSYS 软件对模型整体分别进行横向和纵向静力学仿真,验证了模型的多方向能量收集的有效性。通过优化设计确定了模型结构的尺寸参数与结构谐振频率的关系。最后,通过 3D 打印样机实验,得出收集装置谐振频率随着组合悬臂梁宽度和厚度的增大而增大。选取组合悬臂梁宽度 10 mm,厚度 1 mm,外界激振力 1.5 N 时,谐振频率为 16.47 Hz,最大峰值电压为 9.67 V,此时,谐振频率能满足一般设备正常工作的振动频率。

(上接第 914 页)

ZHAO Youqun, CHAN Shan, QU Qingwen. Modal-perturbation method for analyzing the rotor dynamic systems with nonlinearities[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(1): 39-41.

- [5] 王汝贵,蔡敢为. 两自由度可控平面连杆机构机电耦合系统的超谐波共振分析[J]. 山东大学学报, 2008, 3(38): 58-63.
WANG Rugui, CAI Ganwei. Sub-harmonic resonance analysis of 2-DOF controllable plane linkage mechanism electromechanical coupling system[J]. Journal of Shandong University, 2008, 3(38): 58-63.
- [6] 徐永智,夏新涛,南翔. 基于混沌理论滚动轴承振动稳健化试验数据的动态分析[J]. 航空动力学报, 2015, 8

参考文献:

- [1] LIU Yiming, TIAN Geng, WANG Yong, et al. Active piezoelectric energy harvesting: general principle and experimental demonstration[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2009, 20(5): 575-585.
- [2] 刘祥建,陈仁文. 压电振动能量收集装置研究现状及发展趋势[J]. 振动与冲击, 2012, 31(16): 169-176.
LIU Xiangjian, CHEN Renwen. Piezoelectric vibration energy harvesting research status and development trend means[J]. Vibration and Shock, 2012, 31(16): 169-176.
- [3] 普里亚,茵曼. 能量收集技术[M]. 南京:东南大学出版社, 2011.
- [4] 秦利锋,韩超然,杨磊,等. 一种基于碰撞的压电宽频能量收集装置[J]. 厦门大学学报(自然科学版), 2014, 53(4): 502-507.
QIN Lifeng, HAN Chaoran, YANG Lei, et al. Based on piezoelectric broadband collision energy collecting device[J]. Xiamen University(Natural Science), 2014, 53(4): 502-507.
- [5] XIANG Y, PASRICHA S. Harvesting-aware energy management for multicore platforms with hybrid energy storage[C]//S. l.: ACM International Conference on Great Lakes Symposium on Vlsi, 2013: 25-30.
- [6] 刘成龙,孟爱华,陈文艺,等. 振动能量收集技术的研究现状与发展趋势[J]. 装备制造技术, 2013(12): 43-47.
LIU Chenglong, MENG Aihua, CHEN Wenyi, et al. Vibration energy harvesting technology research status and development trend[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2013(12): 43-47.
- [7] 张旭辉,林然. 全方向振动能量收集系统[J]. 工矿自动化, 2015, 41(1): 84-87.
ZHANG Xuhui, LIN Ran. The omni-directional vibration energy collection system[J]. Industry and Mine Automation, 2015, 41(1): 84-87.
- [8] XU Yongzhi, XIA Xintao, NAN Xiang. Dynamic analysis of the robust test data on rolling bearing vibration based on chaos theory[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 8(30): 1958-1966.
- [7] 万浩川,张琪昌,王炜. 多自由度耦合强非线性振动系统的规范形方法[J]. 振动工程学报, 2010, 5(23): 572-577.
WAN Haochuan, ZHANG Qichang, WANG Wei. The normal form method in strongly nonlinear vibration with three degrees of freedom and coupled in its linear parts[J]. Journal of Vibration Engineering, 2010, 5(23): 572-577.
- [8] 卓金武. Matlab 在数学建模中的应用[M]. 2 版. 北京:北京航空航天大学出版社, 2011.